

Erteilt auf Grund des Ersten Überleitungsgesetzes vom 8. Juli 1949  
(WIGBL 5.175)

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

AUSGEGEBEN AM  
6. NOVEMBER 1952



DEUTSCHES PATENTAMT  
**PATENTSCHRIFT**

Nr 854 604  
KLASSE 46f GRUPPE 10  
M 9741a/46f

Christian Schörner, Augsburg  
ist als Erfinder genannt worden

Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg Aktiengesellschaft, Augsburg

**Laufrad für axialdurchströmte Kreiselradmaschinen,  
insbesondere Gasturbinen**

Patentiert im Gebiet der Bundesrepublik Deutschland vom 16. Juni 1943 an  
Der Zeitraum vom 8. Mai 1945 bis einschließlich 7. Mai 1950 wird auf die Patentdauer nicht angerechnet  
(Ges. v. 15. 7. 51)

Patentanmeldung bekanntgemacht am 24. Januar 1952  
Patenterteilung bekanntgemacht am 4. September 1952

Die Erfindung befaßt sich mit hochbeanspruchten Laufscheiben mit Mittelbohrung für axial beaufschlagte Kreiselradmaschinen, insbesondere Gasturbinen mit hohen Betriebstemperaturen in Leichtbauweise. Namentlich bei Gestaltung ohne Kühlung des Rades und der Schaufelung ist wegen der beschränkten Warmfestigkeit der für diese Verhältnisse noch geeigneten Werkstoffe, z. B. hochlegierte Stähle oder Keramik, die zulässige Umfangsgeschwindigkeit der an der Radscheibe befestigten Laufschaufelung für einen gegebenen Gasdurchsatz und damit das Stufengefälle begrenzt. Für die Verarbeitung eines gegebenen Wärmegefälles ist aber ein geringer Bauaufwand, d. h. eine geringe Stufen-

zahl mit möglichst hoher Umfangsgeschwindigkeit, erwünscht, und zwar in Leichtbauweise, weil gerade dann diese Strömungsmaschinen mit hoher Bauteiltemperatur um so schneller und sicherer die Betriebsbedingungen ändern können. Es ist Aufgabe der Erfindung, solche Laufräder mit großer Mittelbohrung zu beherrschen, wodurch auch bei großer Stufenzahl pro Welle eine genügend hoch liegende biegekritische Drehzahl erreicht werden kann.

Nach der Erfindung wird der Scheibenkörper aus zwei zur Scheibenmittelebene symmetrischen Tellerkörpern zusammengesetzt, die am Kranz zusammenhängen können und an den Nabenenden, d. h. am Tellerinnenrand, axial belastet werden, wodurch an

854 604

2

dieser Stelle die von der Fliehkraftwirkung her-  
 rührenden, für die Werkstoffausnutzung maßgeben-  
 den Spannungsverhältnisse verbessert werden. Die  
 Lebensdauer und Belastbarkeit der Stufe ist bei  
 5 Lauftradscheiben mit Mittelbohrung aus einem Werk-  
 stoff von gegebener Warmfestigkeit maßgebend von  
 der Tangentialspannung am Innenrand bestimmt.  
 Ein gewisser Abbau dieser Spannung ist gerade bei  
 Leichtbauweise und den vielfach vorkommenden ver-  
 10 hältnismäßig großen Mittelbohrungen infolge der  
 gewünschten Schnellläufigkeit und Steifigkeit der  
 Welle trotz großer Stufenzahl von großer Bedeutung  
 für die betriebssichere Gestaltung.

Es ist hierbei von der Tatsache auszugehen, daß  
 15 an Tellerfedern, das sind kegelige Schalen mit  
 Mittelbohrung, mit gleichmäßiger, am Umfang der  
 Ränder verteilter Axialbelastung bei gewisser Form-  
 gebung und Auslegung ein ähnlicher Spannungsver-  
 lauf mit negativen Vorzeichen der Scheibe entsteht,  
 20 wie er durch die Fliehkraft in der Scheibe zustande  
 kommt. Durch geeignete Bemessung der an den  
 Nabenenden gegen die Radmittelebene wirkenden  
 Schubbelastung kann also ein mehr oder weniger  
 großer Abbau der hohen Tangentialspannungen am  
 25 Scheibeninnenrande erreicht werden, wenn man die  
 Scheibe durch eine genügend große Hinterdrehung  
 in der Nabenmitte federungsfähig nach Art zweier  
 an den großen Rändern aneinandergelagerter kegelter  
 Teller macht. Ist die Schaufelung an einem einzigen  
 30 Scheibenkranz angeordnet, so sind die Kegelteller  
 etwa auf halbem Durchmesser zu einem Kranz ver-  
 einigt. Bei Anordnungen, bei denen die Schaufeln  
 zwischen den Rändern von zwei Tragscheiben längs  
 einer Ringnut gefaßt werden oder zwischen deren  
 35 kegelförmigen Sitzflächen eingeklemmt sind, ist lediglich  
 die Form dieser Tragscheiben im Sinne solcher kege-  
 liger Tellerfedern festzulegen.

Die Einleitung des Nabenachsenschubes kann  
 durch einfache axiale Verspannung über Bunde und  
 40 Muttern, auch unter Zwischenschaltung von Federn  
 erfolgen. Man wird aber gleichzeitig unter Gewähr-  
 leistung der Erhaltung der Mittigkeit der Scheiben  
 eine möglichst weitgehende Dehnungsmöglichkeit  
 sicherstellen, um so mehr, als die Dehnung der Bau-  
 45 teile (Scheibe, Welle usw.) im Betrieb, abhängig von  
 ihren verschiedenen Betriebstemperaturen, die gar  
 nicht von vornherein so genau festgelegt werden  
 können, und namentlich durch ihre werkstoffbeding-  
 ten eigenen spezifischen Längsdehnungen recht ver-  
 50 schieden sein kann. Durch die bekannte Kühlung der  
 Welle, die bei großer Stufenzahl für die Begrenzung  
 der kritischen Drehzahl durch den hohen Elastizitäts-  
 modul manche Vorteile bringen mag, kann die Welle  
 die Wirkung eines vorgespannten Zugankers bekom-  
 55 men, aber alle möglichen Bedarfsfälle können durch  
 die Kühlung der Welle allein nicht in befriedi-  
 gender Weise gelöst werden. Man kann auch den  
 Wärmeeinfall von den heißen Scheiben zur tragen-  
 den Welle, der ja hauptsächlich durch Wärmestrahl-  
 60 ung erfolgt, durch Anwendung entsprechender Ober-  
 flächenbehandlung, Zwischenschaltung von Strah-  
 lungsschirmen usw. abdämmen. Auch das Anfahren  
 und Abstellen sowie eine möglichst schnelle Ände-

rung der Betriebsbelastung erfordert eine weit-  
 gehende wärmeelastische Bauweise, wobei das Zu-  
 65 sammensetzen des Läufers aus kleinen Bauelementen  
 Vorteile bringt. Verwendet man für Gasturbinen  
 mit hoher Betriebstemperatur ohne besondere Bau-  
 teilkühlung am Läufer keramische Werkstoffe wegen  
 70 ihrer verhältnismäßig günstigen Warmfestigkeit, so  
 setzt dies Maßnahmen voraus, die trotz der geringen  
 spezifischen Dehnfähigkeit dieser Scheiben gegen-  
 über der durchgehenden Stahlwelle jedes Locker-  
 werden im Betrieb verhindern. Die bekannte Anord-  
 75 nung von radialen Keilen zur Erhaltung der Mittig-  
 keit mag bei kleinen Dehnungsunterschieden ge-  
 nügen, die Beilage federnder Glieder, z. B. Federn,  
 federnde Scheiben, ist auch hier auf alle Fälle emp-  
 fehlenswert.

Soll außerdem die Tellerfederwirkung auf die  
 80 Scheibe erfolgen, so sind im allgemeinen für die  
 Schubzeugung sehr kräftige Federn erforderlich.  
 Diese sind aber bei vielstufigen Gasturbinen für  
 hohe Treibgastemperaturen, jedoch ohne besondere  
 Bauteilkühlung, selten häufig so günstig anzu-  
 85 ordnen, daß ihre federnde Eigenschaft unter allen  
 Umständen nicht unter der Betriebswärme leidet;  
 auch die Überwachung dieser Federn im Betrieb  
 dürfte nicht ganz einfach sein. Es wird daher in  
 90 weiterer Ausbildung der Erfindung an Stelle der  
 Verwendung solcher Federelemente und der üblichen  
 Radialkeile an ebenen Bunden die Radnabe auf  
 gegeneinandergerichteten Kegelflächen der durch die  
 Scheibenbohrung durchgeführten Welle aufgesetzt.  
 95 Unter Benutzung der Tatsache, daß beim Verschrau-  
 ben von Teilen verschiedener Wärmedehnung Bolzen  
 mit kegelförmigen Sitzflächen geeignet sind, bei denen die  
 Kegelspitze in der Berührfläche der beiden Teile  
 liegt, wobei für die Erreichung einer zusätzlichen  
 100 Verspannung durch Erwärmung ein etwas flacherer  
 Kegelwinkel nötig ist, kann man bei Anwendung  
 dieses Kegels für die Befestigung der Lauftrads-  
 scheiben auf der durchgehenden Welle, diesen be-  
 zogen auf die Mittelebene des meist symmetrischen  
 105 Radprofils, eine ähnliche Flächenneigung geben. Man  
 erreicht also damit, daß beim Warmwerden im Be-  
 trieb, d. h. bei Abnahme der zulässigen Werkstoff-  
 anstrengung und beim Größerwerden der Scheiben-  
 spannung infolge der Fliehkraftwirkung automatisch  
 110 über die Sitzkegel unter Erhaltung der Mittigkeit  
 der Scheiben und ohne jedes Lockern der Axial-  
 schub auf die Nabenenden auftritt, der die Span-  
 nungsverhältnisse der Scheibenmitte verbessert. Die  
 flachen Kegelsitze der Scheiben ergeben bei Betriebs-  
 115 wärme zwar auch eine Komponente auf die Scheiben-  
 nabe, die radial nach außen geht, deren Betrag aber  
 durch die Reibung in der Sitzfläche von Scheibe und  
 Welle nicht besonders ins Gewicht fällt. Sollte dieser  
 Einfluß jedoch nicht wünschenswert für die Festig-  
 120 keitsverhältnisse hochbeanspruchter Scheiben sein,  
 so können diese durch Hinterdrehen der Nabe außer-  
 halb dieses Kegelsitzes weitgehend davon entlastet  
 werden unter Inkaufnahme einer örtlichen Span-  
 nungserhöhung in dem entsprechenden Ringsatz.  
 Nennenswerte Einflüsse auf die Zulässigkeit der  
 125 Mittighaltung der Scheibe im Betrieb durch die

854 604

3

Kegelflächen, herrührend von den neben den Wärmeausdehnungen noch auftretenden Spannungsdehnungen an der Scheibennabe, sind nicht vorhanden, da durch die Überlagerung der Tellerfederwirkung auf die Fliehkraftspannungszustände in der Scheibe die wirksamen Spannungen verhältnismäßig klein bleiben und keine Formänderung von Bedeutung bewirken können.

Es ist dabei zweckmäßig, die Kegelringe so auszubilden, daß die Wärmeleitwege von Anfang und Ende der Berührfläche der Scheibe zur Sitzfläche des Ringes auf der kälteren Welle möglichst gleich lang sind (vgl. Hinterdrehung am Ring 5<sup>a</sup> der Abb. 1 und 2). Man kann diese Hinterdrehung so bemessen, daß im Restquerschnitt bei unzulässig hohem Achsschub die Streckgrenze überschritten wird und durch die entstehende Verformung Brüche einzelner Keramikscheiben oder eine Havarie aller Stufen vermieden werden. Die durch die gegebene Bauvorschrift ermöglichte Verbindung von elastisch ausgebildeten Stahlteilen mit den ihrer Werkstoffnatur nach spröden Keramikbauteilen gestattet also eine gewisse Ausweichverformung und erhöht damit indirekt die Betriebssicherheit.

Eine weitere Gestaltungsmöglichkeit besteht darin, die hinterdrehte Nabe der Turbinenscheibe in Kegelsitzen der Welle zu fassen, deren Kegelspitzen in der Scheibenmittelebene liegen, die daher auch keine Kräfte auf die Scheibennabe übertragen können, aber außerdem dazu praktisch senkrechte Kegelflächen (fest an der Welle oder Teilen von ihr) anzuordnen, die, nach Überbrückung eines gewissen Einbauspieles durch die Betriebswärme zur Anlage mit der Scheibennabe gekommen, einen Schub auf die Nabenden ausüben können, wobei infolge der Neigung sogar eine Komponente in Richtung der Scheibenbohrung auftreten wird.

In der Zeichnung sind mehrere Ausführungsbeispiele von Turbinenlaufrädern nach der Erfindung dargestellt, und zwar zeigt

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Laufer mit Kegelfächensitz, der gleichzeitig zur Mittighaltung der Scheiben und zur Erzeugung des Nabenschubes dient.

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Laufer mit Kegelfächensitz zur Mittighaltung der Scheiben und getrennten Anschlagkegelflächen zur Übertragung des Nabenschubes,

Fig. 3 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Laufer, bei welchem die Kegelfläche für die Mittighaltung der Scheiben und für die Erzeugung des Nabenschubes auf einem Ring vereinigt sind und

Fig. 4 einen Längsschnitt durch einen einstufigen Laufer mit getrennten Scheibenhälften, die in einer Ringnut zwischen sich die Schaufeln aufnehmen.

Die Laufscheibenform ist bei den Ausführungen nach den Fig. 1 bis 3 in der Nabenmitte sehr stark hinterdreht, so daß die zu beiden Seiten der Radmittelebene entstehenden Querschnittsverläufe des Radprofils tellerartigen Charakter erhalten. Diese Hinterdrehung verringert die starke Querschnittsanhäufung in der Nabengegend bei hochbeanspruchten Scheiben, erleichtert also schnellere Wechsel des

Wärmezustandes und ist besonders als keramische Brennform leicht und mit gleichmäßiger Baustoffgüte herzustellen. Bei der Festlegung der Form ist, wie schon erwähnt, die Eigenart dieser Tellerfedern zu berücksichtigen und eine stark durchgewölbte Kegelform zu wählen, welche bei der Verformung durch Axialdruck an den Rändern in der Hauptsache Druckspannungen in radialer und in Umfangsrichtung aufweist.

Der Nabenschub erfolgt bei der Ausführung nach der Fig. 1 über die entweder auf der Welle festen Kegelsitzflächen 4 oder über die aufgeschobenen Doppelkegelringe 5, wobei deren Neigung flacher als dem Kegel 0A entsprechend ist und mit zunehmender Betriebswärme einen zunehmenden Nabenschub bedingt. Die dabei entstehende Komponente nach außen wird entweder für die Laufradscheibe als erträglich erachtet (namentlich unter Berücksichtigung der auftretenden Reibungskräfte), oder sie kann durch eine axiale Eindrehung 6 außerhalb des Kegelsitzes von der eigentlich tragenden Scheibe ferngehalten werden. In der Fig. 1 ist bei den Scheiben 2<sup>a</sup>, 2<sup>b</sup> auch noch eine Möglichkeit angedeutet, den Nabenschub durch die Längsdehnung eines zwischengelegten Ringes 7 aus einem Werkstoff höherer spezifischer Wärmeausdehnung zu erzeugen; der Ring wird dabei am einfachsten gleich in die Hinterdrehung 6 eingelegt. In diesem Fall braucht der Kegelsitz sich nicht mehr an der Schuberzeugung zu beteiligen, er wird nur mehr der Zentrierung dienen und deshalb seinen Mittelpunkt im Durchstoßpunkt o der Welle durch die Scheibenmittelebene haben.

Bei Fig. 2 handelt es sich um einen Laufer gleichen Aufbaues, nur daß hier in Abänderung zu der oben geschilderten Bauart die von der Mittighaltung getrennte Nabenschuberzeugung durch eine besondere Kegelfläche 8 erfolgt, deren Normale eine Komponente nach der Turbinenscheibenmitte zu hat. Diese Kegelflächen treten aber erst nach Überbrückung eines gewissen Spieles, d. h. nach Erreichung einer gewissen Betriebswärme des Läufers, in Wirksamkeit. Diese als Nabenschubwiderlager (entweder zu zweien an Zwischenringen 9 oder einzeln an auf der Welle abgestützten Ringen 10 angeordnet) dienende Kegelflächen sind praktisch senkrecht zu den für die Mittighaltung vorgesehenen Kegelsitzflächen 4, 5 gerichtet, deren Erzeugende im schon erwähnten Punkt o zusammenlaufen.

Wie Fig. 3 zeigt, können die Kegel für die Mittighaltung und diejenigen für den Nabenschub auch an einem Ring 9<sup>a</sup> bzw. 10<sup>a</sup> vereinigt sein. Zur Übertragung des Drehmomentes sind in allen drei Fällen an den Stirnseiten der Naben Klauen 11 vorgesehen. Das Drehmoment einer Stufengruppe wird jeweils an den Bunden bzw. Muttern auf die Turbinenwelle übergeleitet.

Die Erfindung ist auch anwendbar bei Laufern, bei denen die Laufschaufelung in je einer Ringnut von zwei Tragscheiben gelagert wird. Hier ist die absolute Vermeidung jedes Lockerns im kalten und warmen Zustand eine Notwendigkeit für die Betriebssicherheit solcher Bauarten. Fig. 4 zeigt als

854 604

4

Beispiel einen einstufigen Läufer dieser Art. Danach wird die Schaufelung 12 von zwei Tragscheiben 13<sup>a</sup> und 13<sup>b</sup> seitlich gefaßt, die sich über die kegelflächigen Ringe 14 auf der Welle 15 abstützen. Die Ringe 14 besitzen außerdem nach Art von Kegelrädern Zähne 16 zur Aufnahme des Drehmomentes, welche in Lücken 17 der erweiterten Nabe der Tragscheibe eingreifen. Über eine Stirnflächenverzahnung geht das Drehmoment von dem Kegelsitzring 14 über den aufgeschrumpften Bund 18 oder auf der anderen Seite über die Mutternbeilage 19 und Mutter 20 auf die Welle 15 über. Die erwähnten Kegelflächen dienen nur zum Mittighalten. Ihre Kegelspitze liegt daher in der Symmetrieebene des Läufers. Der Bund 18 bzw. die Mutternbeilage 19 weist ferner als Nabenschubwiderlager je eine weitere Kegelfläche 21 auf, an die sich die Nabenstirnden bei Erreichung einer gewissen Erwärmung anlegen und bei weiterer Erwärmung in zunehmendem Maße eine axiale Schubbelastung erhalten. Zur Entlastung des Kranzkopfes bei den Tragscheiben 13<sup>a</sup> und 13<sup>b</sup> vom Biegemoment der Achskomponente des an den kegeligen Anlageflächen wirksamen Schaufelzuges sind nach beiden Seiten der Tragscheiben noch in bekannter Weise die Stützscheiben 22 angeordnet, welche die Klemmverbindung am Schaufelfuß zusätzlich axial zusammendrücken soll. Diese Kräfte werden wieder in Kegelflächen 23 erzeugt, welche ebenfalls auf dem Bund 18 bzw. auf der Mutternbeilage 19 angeordnet sind und eine oben schon öfter erwähnte flachere Neigung besitzen, um beim Auftreten von Dehnungsunterschieden im Betrieb axiale Schubkräfte ausüben zu können.

Eine gewisse Ungenauigkeit bei der Herstellung der Teile und der Spiele kann zwar Abweichungen von der beabsichtigten Schubgröße zur Folge haben, es bedingt aber namentlich bei Herstellung der Laufscheiben aus keramischen Werkstoffen eine Überschiebung des Schubes nur eine Verlagerung der resultierenden Spannungen aus Fliehkraftwirkung und Nabenschub in das Gebiet der Druckspannungen, worin gerade die keramischen Werkstoffe verhältnismäßig unempfindlich sind.

Es ist schließlich noch von besonderem Wert, daß durch die axiale Verspannung der verschiedenen Scheibennaben auf der Welle eine erhebliche Steigerung der Wellensteifigkeit eintritt, so daß die biegekritische Drehzahl des Läufers günstig beeinflußt wird.

Die im Sinne einer erhöhten Beweglichkeit des Kegelsitzes wirkende Unterbrechung der kegeligen Sitzflächen durch Rillen ist geeignet, die unmittelbare Übertragung des jeweiligen Stufendrehmomentes vom Rad auf die Welle in einfacher Weise zu bewerkstelligen. Es brauchen nur in jedem sich an der Kegelfläche zentrierenden Bauteil einander gegenüberliegende Rillen mit einer Tiefe ungefähr gleich dem halben Kugeldurchmesser und in ent-

sprechender Neigung eingearbeitet zu werden, so daß die eingelegten Kugeln nach Art des bekannten Radiax- oder Ringrillenkugellagers ein gewisses Drehmoment übertragen können, wobei der Wegfall der Klauen außerdem eine Verkürzung der axialen Stufenbaulänge bewirken kann.

## PATENTANSPRÜCHE:

1. Laufrad für axial durchströmte Kreiselradmaschinen, insbesondere Gasturbinen, das aus zwei tellerfederartigen Hälften besteht, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenränder der tellerfederartigen Scheibenhälften unter einer am Umfang gleichmäßig verteilten Axialbelastung zur Scheibenmitte hin stehen, durch die die Fliehkräfte im Betrieb ganz oder teilweise ausgeglichen werden.

2. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerhälften so ausgebildet sind, daß vorzugsweise Druckspannungen in ihnen bei Verformung durch die zusätzliche Schubbelastung der Nabennenden ausgelöst werden.

3. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß dieser Nabenschub auf die Spreizform des Radkörpers durch Federglieder erfolgt.

4. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Nabenschub durch die Wärmedehnung im Betrieb von axial zwischengeschalteten Ringen oder Zwischengliedern aus sich in der Wärme besonders stark dehnendem Werkstoff erfolgt.

5. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Nabenschub durch Wärmedehnungsunterschiede an kegeligen Sitzflächen der Radnabe auf der Welle oder Teilen von ihr entsteht, wobei die Erzeugenden der Kegelsitzflächen eine flachere Neigung haben als die bekannten Kegelsitzflächen zur Mittighaltung von Scheiben auf Wellen, deren Erzeugende in der Radkörpermittellinie zusammenlaufen würden.

6. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Anordnung zweier Tragscheiben für einen Schaufelkranz diese als Tellerringe mit vorwiegend Druckspannungen bei Verformung durch die gleichmäßig verteilte, am Innenrand gegen Radmitte wirksame Schubbelastung ausgebildet sind.

7. Laufrad nach Anspruch 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei Anordnung von seitlichen Stützscheiben diese ebenfalls in Kegelform mit axialer Schubbelastung ausgebildet sind.

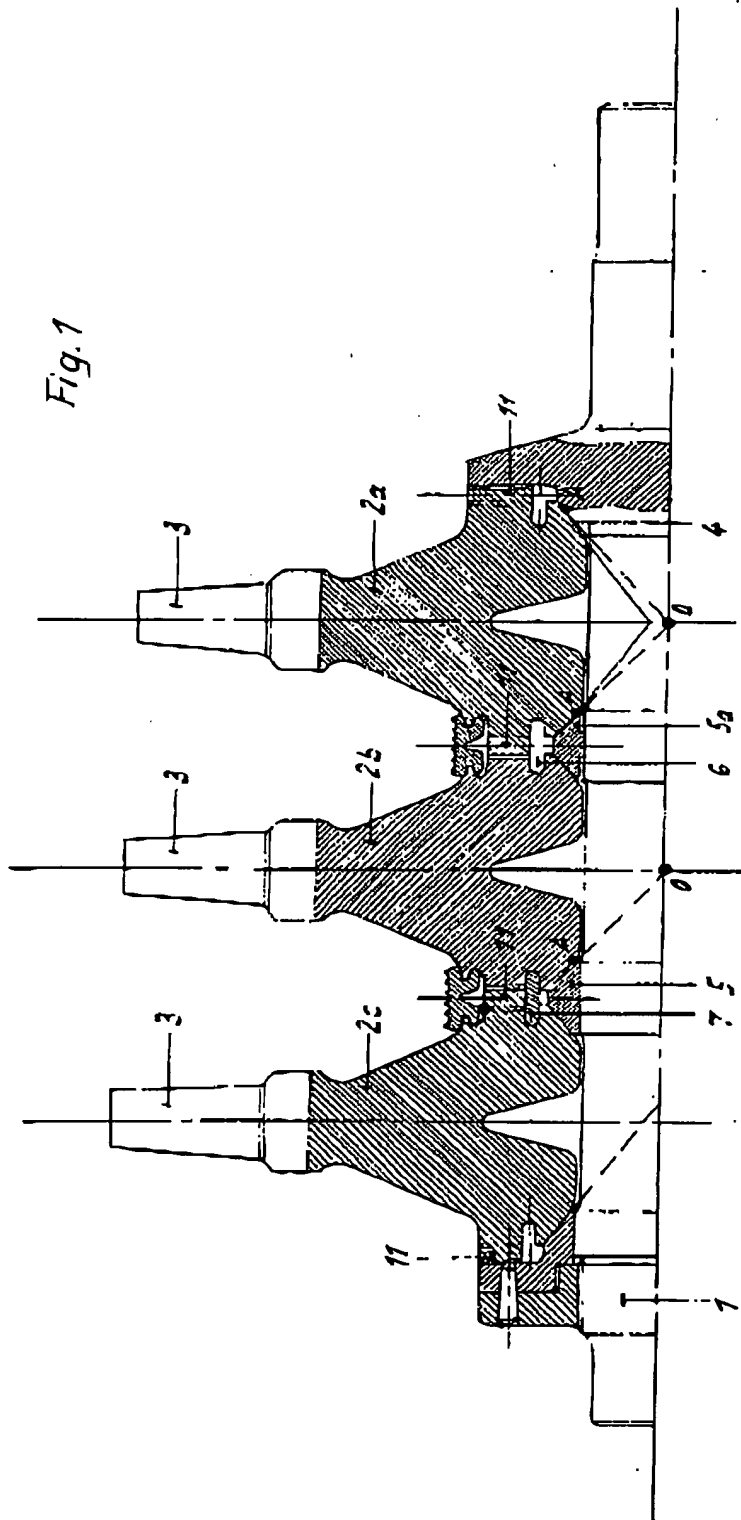
Angezogene Druckschriften:  
Deutsche Patentschriften Nr. 698 833, 287 964.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

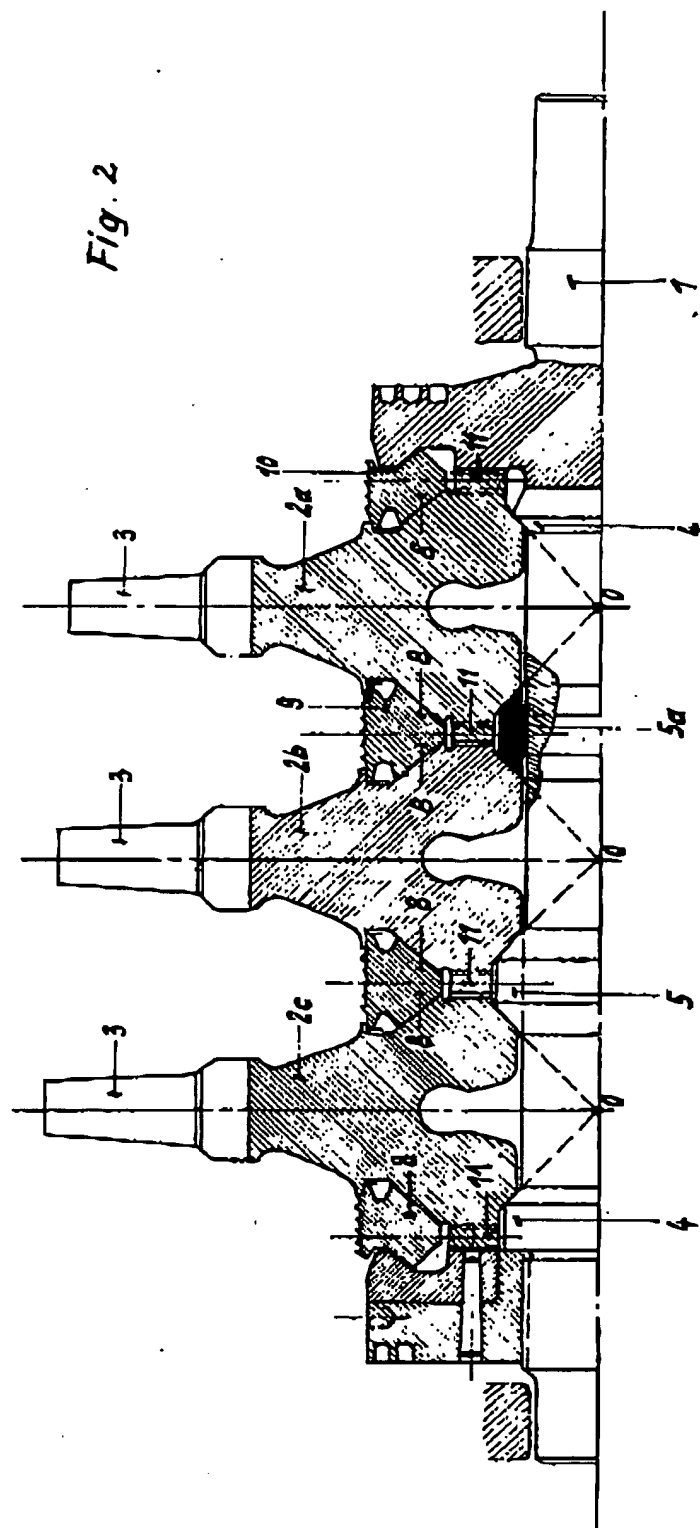
5444 10.52

Zu der Patentschrift **854 604**  
Kl. 46f Gr. 10

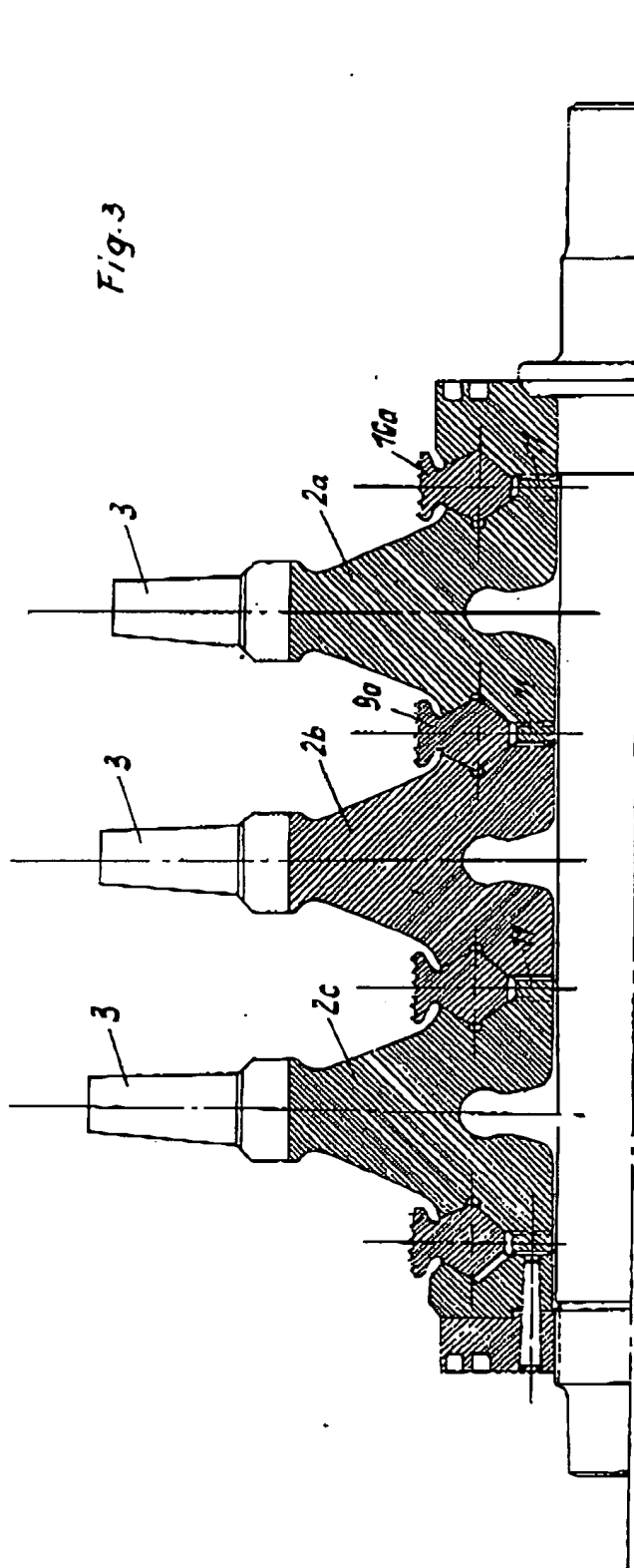
Fig. 1



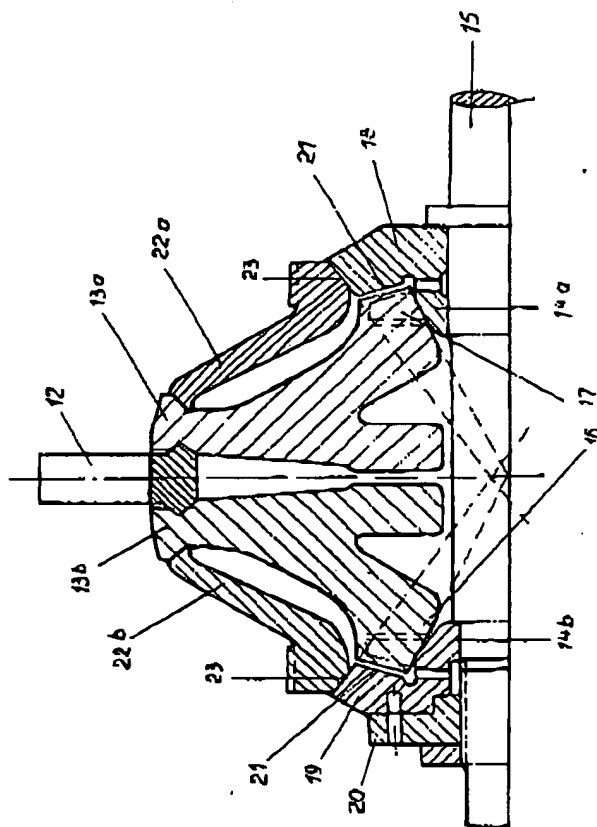
Zu der Patentschrift **854 604**  
**Kl. 48 r Gr. 10**  
**Blatt I**



Zu der Patentschrift **854 604**  
Kl. 46f Gr. 10



Zu der Patentschrift **854 604**  
Kl. 46f Gr. 10  
Blatt II

*Fig. 4*



Eigentum des  
Kaiserlichen Patentamts  
Eingeführt der Sammlung  
für Unterklasse  
Gruppe 2.

Gelesen

AUSGEBEN DEN 21. SEPTEMBER 1909.

— № 213421 —

KLASSE 47c. GRUPPE 2.

MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG A.-G.  
IN NÜRNBERG.

Verfahren zum Abbringen von auf Achsen oder Wellen sitzenden Maschinenteilen.

L3